

УДК 621.833

ТЯЖЕЛО- НАГРУЖЕННЫЙ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ РЕДУКТОР ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА

А.И. Мироненко

Начальник отдела редукторов*
Контактный тел.: (0512) 49-74-67

Е.А. Гамза

Ведущий инженер-конструктор – руководитель
группы*

Контактный тел.: (0512) 49-76-30

*Государственное предприятие Научно –
производственный комплекс газотурбостроения
«Зоря» - «Машпроект»
пр. Октябрьский 42а, г. Николаев, Украина, 54018

Про оригінальну конструкцію та результати випробувань енергетичного редуктора (без спеціальних силових упорних підшипників для сприйняття осевих зусиль від зацеплення) із розподіленням потоку потужності на ведучій ланці та підсумуванням її на веденій ланці

Ключові слова: редуктор, торсіонні вали, упорний підшипник

Об оригинальной конструкции и результатах испытаний энергетического редуктора (без специальных силовых упорных подшипников для восприятия осевых усилий от зацеплений) с разделением потока мощности на ведущем звене и суммированием её на ведомом звене

Ключевые слова: редуктор, торсионные вали, упорный подшипник

The article presents design and test results of gearbox for industrial application with power flow splitting in the driving member and combining in the driven member. Singularity of design is that it is constructed without special power thrust bearings to take axial forces from engagements

Key words: gearbox, gears, torsion shafts, thrust bearing

1. Введение

Развитие современного машиностроения базируется на поисках новых технических решений, предусматривающих повышение нагрузочной способности, срока службы, уменьшение веса и габаритов, а также улучшения виброакустических характеристик выпускаемых изделий. Наиболее ощутимо указанные требования проявляются при разработках высокоскоростных и тяжело нагруженных зубчатых передач, в частности – редукторов привода генераторов.

По рекламным публикациям зарубежных фирм, таких как Renk, Maag, Graffenstaden и других [1], в качестве привода электрогенераторов мощностью до 100 МВт рассматриваются в основном одноступенчатые однопоточные редукторы с шевронными или косозубыми передачами. Передача больших мощностей в одном потоке неизбежно связана с высокой контактной и изгибной напряженностью зубьев, с высокими показателями нагруженности подшипников скольжения и большой шириной венцов, что в свою очередь создает проблемы с термическими изменениями геометрии зубьев вследствие неоднородности нагрева по их длине [2]. К тому же применение шевронных зубчатых передач ограничивает увеличение окружной скорости в зацеплении, а применение косозубой передачи требует наличия упорного подшипника или упорных гребней для восприятия осевых усилий от зацепления. Все перечисленные факторы, безусловно, не в лучшую сторону влияют на надежность и ресурс и требуют высокого технологического уровня изготовления и контроля зубчатых зацеплений и других элементов редукторов.

В связи с вышеизложенным при создании на ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект» новой ГТУ на 60 МВт разработан, изготовлен и испытан принципиально новый одноступенчатый двухпоточный редуктор РГ046, схемное решение которого защищено патентом Украины № 72646.

2. Описание конструкции редуктора

Редуктор РГ046 предназначен для понижения частоты вращения при передаче мощности от ГТД к генератору. Конструкция редуктора и его основные параметры показаны на рис. 1 и в табл. 1.

Редуктор – одноступенчатый, двухпоточный, несоосный с горизонтальным расположением валов. Зубчатые колеса цилиндрические, косозубые, азотированные с модифицированным исходным контуром. Опорами зубчатых колес являются подшипники скольжения. Входная и выходная муфты – дисковые эластичные. Уплотнения входного и выходного валов – безконтактные с многозаходной резьбой и вторичной полостью для возврата протечек масла обратно в полость редуктора.

Для смазки и охлаждения зубчатых зацеплений и подшипников применяется масло Тп-22 ГОСТ 9972-74. Смазка редуктора циркуляционная под давлением $P=0,3$ МПа. Слив масла из редуктора свободный в общий для ГТД, редуктора и генератора маслобак. Конструктивной особенностью данного редуктора является разделение потока передаваемой мощности на ведущем звене и суммирование ее на ведомом звене редуктора. Разделение потока мощности на ведущем

звене на два осуществляется за счет двух ведущих шестерен 1 и 13, расположенных последовательно на ведущем валу редуктора, которые сопряжены с соответствующими ведомыми зубчатыми колесами 8 и 10, расположенных также последовательно по оси выходного вала редуктора, на котором суммируется передаваемая мощность. Ведущие шестерни и ведомые зубчатые колеса, каждые, соединены между собой торсионными валами 14 и 9, которые имеют различную жесткость, пропорциональную передаваемым валом крутящему моменту, т.е. жесткости торсионного вала 14 шестерен 1 и 13 и торсионного вала 9 зубчатых колес 8 и 10 рассчитаны для передачи каждой парой 50% суммарной мощности редуктора. Это условие обеспечивается соотношением:

$$L_1 \times I_2 = U^2 \times I_2 \times I_1,$$

где L_1 и L_2 - длины торсионных валов 14 и 9;
 I_1 и I_2 - моменты инерции торсионных валов 14 и 9;
 U - передаточное число.

Оригинальность данной передачи также состоит в том, что она выполнена косозубой, при этом угол наклона зубьев первой пары (1, 8) равен и противоположен по направлению углу наклона зубьев второй пары (10, 13), а торцы торсионных валов жестко зафиксированы в крайних цапфах шестерен и зубчатых колес. В этом случае осевые усилия в зацеплениях первой и второй парах будут взаимно компенсироваться

и замыкаться на торсионных валах. Благодаря этому редуктор не требует специальных силовых упорных подшипников для восприятия осевых усилий от зацеплений. На свободном же торце зубчатого колеса 8 расположен упорный подшипник скольжения 5, который является чисто фиксирующим для всех зубчатых колес редуктора.

Таблица 1

Передаваемая мощность, МВт	номинальная	60
	максимальная	72
Частота вращения вала, об/мин	ГТД	4320
	генератора	3000
Передаточное число		1,44
Окружная скорость в зацеплении, м/с		140
Прокачка масла через редуктор, т/час		50
Габаритные размеры, LxВxН, м		2,96x2,20x1,50

Расчет деталей и узлов редуктора выполнен на полный ресурс 100000 часов, из которых длительность режима максимальной мощности составляет 20000 часов, остальное время – 80000 часов – длительность режима на номинальной мощности. При проектировании редуктора предусмотрено обеспечение прочности деталей при коротком замыкании на клеммах генератора.

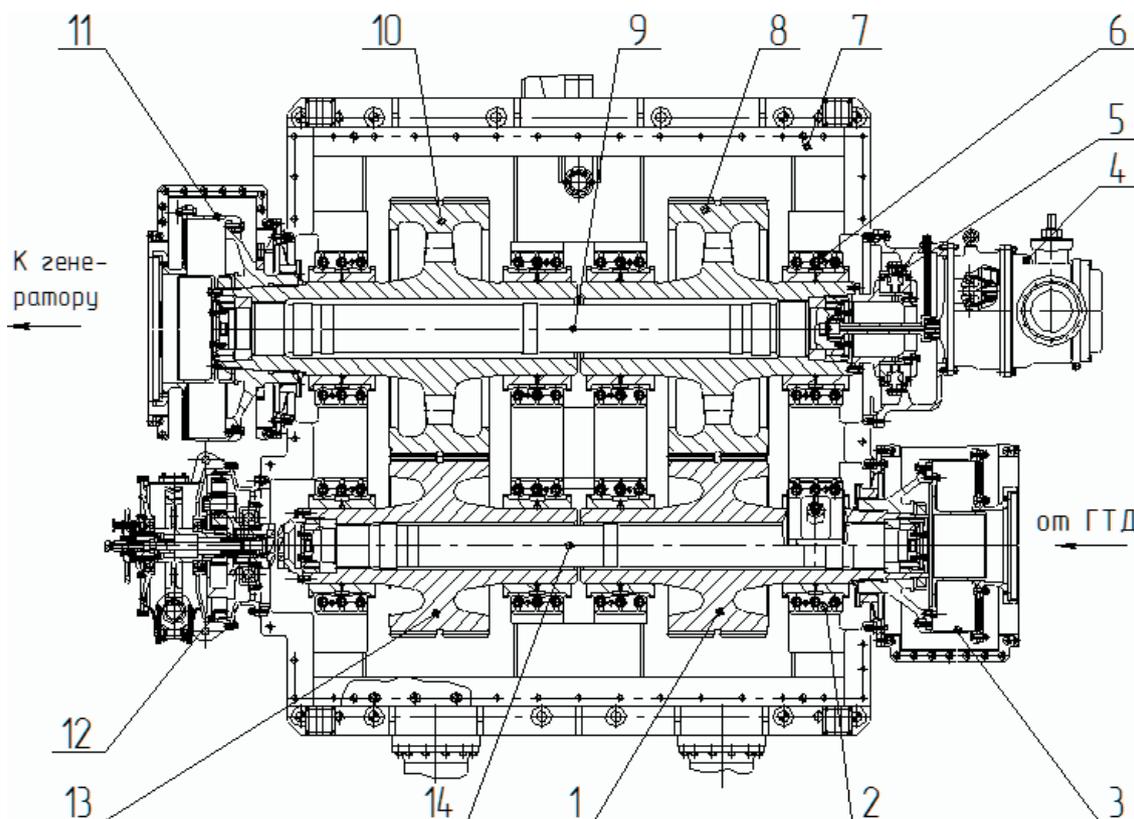


Рис. 1. Конструкция редуктора со снятой крышкой: 1,13 – ведущие шестерни; 2,6 – опорные подшипники скольжения; 3,11 – дисковые муфты; 4 – маслоагрегат; 5 – упорный (фиксирующий) подшипник скольжения; 7 – корпус; 8, 10 – ведомые зубчатые колеса; 9,14 – торсионные валы; 12 – электровалоповоротное устройство

3. Результаты испытаний и дефектации редуктора

С февраля по апрель 2012 г. на испытательной станции ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект» проводился 1^{ый} этап испытаний вновь созданной энергетической установки ГТЭ-60, в состав которой входит редуктор РГ046. На рис. 2 и 3 показаны внешний вид энергетической установки ГТЭ-60 и редуктора РГ046 на испытательной станции.

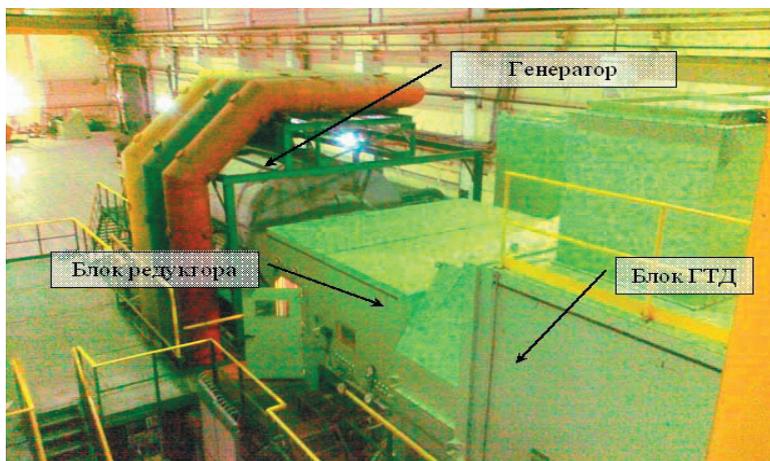


Рис. 2. Внешний вид энергетической установки ГТЭ-60



Рис. 3. Внешний вид редуктора РГ046

С целью диагностирования параметров в редуктор при его сборке были установлены следующие элементы:

- в каждый из 8^и опорных подшипников скольжения (ОПС) установлены по 8 термодатчиков вблизи антифрикционного слоя (баббита). Кроме этого в каждый ОПС установлен штатный термометр сопротивления ТСП-8040;

- на корпусе редуктора в районе входной и выходной дисковых муфт, а также внутри редуктора на крышках ОПС входной шестерни и выходного зубчатого колеса установлены вибродатчики в вертикальном, горизонтальном и осевом направлениях;

- в масляную обвязку редуктора установлены датчики замера температуры масла на входе и выходе из редуктора, а также датчик замера давления масла на входе в редуктор.

На апрель 2012 г. наработка редуктора на различных режимах составила 35 часов. Во время испытаний температурное и вибрационное состояние редуктора не превышали допустимых величин. Осмотр зубчатых зацеплений и других элементов редуктора через смотровые лючки не выявил отклонений их внешнего состояния.

4. Заключение

4.1. Созданный редуктор РГ046 с оригинальным схемным решением и применением косозубых зацеплений показал свою работоспособность.

4.2. Зубчатые передачи энергетических машин большой мощности определяют необходимость работы с окружными скоростями в зацеплении от 120 до 180 м/с; такие данные приводятся во многих источниках, например в уже упомянутом [1]. При столь высоких окружных скоростях по соображениям наилучшей плавности работы предпочтительна чисто косозубая передача (не с шевронными зубчатыми колесами), которая и применена на редукторе РГ046.

4.3. В зубчатом зацеплении редуктора РГ046 применен модифицированный исходный контур с увеличенным коэффициентом высоты головки зуба $h_a^* = 1,25$ («высоким зубом»). Все ответственные быстроходные зубчатые передачи последних проектов, производимые в ГП НПКГ «Зоря» - «Машпроект», имеют модифицированный исходный контур, обеспечивающий гарантированную двухпарность зацепления в торцовой плоскости ($\epsilon_\alpha \geq 2$). Внедрение модифицированного исходного контура позволяет уменьшить уровень шума редуктора на 6-8 дБ в сравнении с вариантом применения исходного контура по ГОСТ 8889.

4.4. При создании новых энергетических установок большой мощности в случае различных частот вращения приводного двигателя и генератора целесообразно проектировать редуктор по указанному схемному решению.

Литература

1. Высоконагруженные редукторы – новые разработки. Материалы фирмы MAAG Gear Co. Ltd, 1992.
2. Модификация поверхности зубьев высокоскоростных зубчатых передач в связи с нагревом зубьев. Экспресс информация. Детали машин, 1974, №11.